

Procedure for operating air-conditioning plant for car

Patent number: DE19743828
Publication date: 1999-04-08
Inventor: DIENHART BERND DR ING (DE)
Applicant: BEHR GMBH & CO (DE)
Classification:
- **international:** F24F11/04; B60H1/32; F01P7/14
- **european:** B60H1/32C1, F24F11/00R7B, F25B49/02D
Application number: DE19971043828 19971003
Priority number(s): DE19971043828 19971003

Abstract of DE19743828

The procedure for operating an air-conditioning plant for a car which contains a compressor (1), a condenser (2) and a fan (6) assigned to the condenser of variable power, is described. In a fan control mode for the instantaneous operating situation, the sum of the differential changes of a variable representative of the compressor drive power and a variable representative of the fan power is determined according to the air mass flow at the condenser with a given cooling power. The fan power is increased if the determined sum is smaller than a first less-than-zero or zero threshold and the fan power is reduced if the determined sum is greater than a second greater-than-zero or zero threshold.

Data supplied from the **esp@cenet** database - Worldwide



①9 **BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND**



**DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT**

⑫ **Offenlegungsschrift**
⑩ **DE 197 43 828 A 1**

⑤① Int. Cl.⁶:
F 24 F 11/04
B 60 H 1/32
F 01 P 7/14

②① Aktenzeichen: 197 43 828.8
②② Anmeldetag: 3. 10. 97
④③ Offenlegungstag: 8. 4. 99

DE 197 43 828 A 1

⑦① Anmelder:
Behr GmbH & Co, 70469 Stuttgart, DE

⑦④ Vertreter:
Patentanwälte Wilhelm & Dauster, 70174 Stuttgart

⑦② Erfinder:
Dienhart, Bernd, Dr.-Ing., 70190 Stuttgart, DE

⑤⑥ Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht
zu ziehende Druckschriften:

DE 195 08 102 C1
DE 37 31 435 C2
DE 42 20 503 A1
DD 2 17 274 A1
EP 00 84 378 A1

AMBROS,P., ESSERS,U.: Simulation Program For
Design And Optimization Of Engine Cooling
Systems
For Motor Cars, ISATA Tagung 13.9.93-17.9.93 in
Aachen, S.647-655;
JP 58-67918 A.,In: Patents Abstracts of Japan,
M-228,July 13,1983,Vol.7,No.159;

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

⑤④ Verfahren zum Betrieb einer Klimaanlage mit Kompressor und Kondensatorgebläse

⑤⑦ Die Erfindung bezieht sich auf ein Verfahren zum Betrieb einer Klimaanlage, die einen Kompressor, einen Kondensator und ein dem Kondensator zugeordnetes Luftgebläse variabler Leistung beinhaltet.
Erfindungsgemäß wird in einer Gebläseregelungs-Betriebsart für die jeweils momentane Betriebssituation die Summe der differentiellen Änderungen einer für die Kompressorantriebsleistung repräsentativen Größe und einer für die Luftgebläseleistung repräsentativen Größe in Abhängigkeit vom Luftmassenstrom am Kondensator bei gegebener Kühlleistung ermittelt. Wenn die ermittelte Summe kleiner als ein erster, kleiner oder gleich null vorgegebener Schwellwert ist, wird die Luftgebläseleistung erhöht, während sie verringert wird, wenn die ermittelte Summe größer als ein zweiter, größer oder gleich null vorgegebener Schwellwert ist. Dies ermöglicht einen Anlagenbetrieb mit möglichst geringem Primärenergieverbrauch.
Verwendung z. B. bei Kraftfahrzeug-Klimaanlagen.

DE 197 43 828 A 1

Die Erfindung bezieht sich auf ein Verfahren zum Betrieb einer Klimaanlage, die einen Kompressor, einen Kondensator und ein dem Kondensator zugeordnetes Luftgebläse variabler Leistung sowie je nach Anwendungsfall weitere herkömmliche Komponenten beinhaltet. Derartige Klimaanlagen werden beispielsweise in Kraftfahrzeugen eingesetzt.

Der Energiebedarf einer solchen Klimaanlage setzt sich aus dem mechanischen und elektrischen Energiebedarf zusammen. Die mechanische Energie wird meist über einen Riemenantrieb direkt vom Fahrzeugantriebsmotor eingebracht, während die elektrische Energie üblicherweise von einem an den Fahrzeugantriebsmotor angekoppelten Generator erzeugt wird. Diese elektrische Energieerzeugung besitzt einen relativ niedrigen Wirkungsgrad von beispielsweise 50%. Das dem Kondensator zugeordnete Luftgebläse ist neben dem Kompressor meistens der größte Energieverbraucher im Kältekreislauf der Klimaanlage. Um den Gesamtenergieaufwand für die Klimaanlage möglichst niedrig zu halten, ist es daher erwünscht, das Kondensatorgebläse in seiner Leistung jeweils so einzustellen, daß sich bei gegebenem Kühlleistungsbedarf ein möglichst geringer Primärenergieverbrauch ergibt.

Bei Klimaanlagen, wie sie heutzutage in Automobilen verwendet werden, wird das Kondensatorgebläse häufig nur abhängig vom Kältemitteldruck auf der Hochdruckseite des Kältemittelkreislaufs und von der Kühlwassertemperatur ein- und ausgeschaltet oder z. B. linear innerhalb eines vorgegebenen Druckbereichs des Kältemittels geregelt, ohne dabei den Gesichtspunkt möglichst geringen Gesamtenergieverbrauchs der Klimaanlage besonders zu berücksichtigen.

In der Patentschrift DE 195 08 102 C1 ist ein Verfahren zur Regelung eines Kühlkreislaufes eines Verbrennungsmotors, insbesondere für Kraftfahrzeuge, beschrieben, das zum Ziel hat, die gesamte Leistungsaufnahme einer Kühlmittelpumpe des Kühlkreislaufs und eines Luftgebläses variabler Leistung, das einem Kühler des Kühlkreislaufs zugeordnet ist, unter Einhaltung einer optimalen Kühlmitteltemperatur möglichst gering zu halten. Dazu werden die Drehzahl sowohl der Kühlmittelpumpe als auch des Gebläses nicht nur in Abhängigkeit eines Temperatur-Sollwertes des Kühlmittels, sondern außerdem über einen Vergleich der durch den Betrieb der Kühlmittelpumpe bzw. denjenigen des Gebläses bedingten zeitlichen Wirkungsgrade für den am Kühler übertragenen Wärmestrom geregelt. Speziell wird hierzu eine bestimmte Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten des Kühlers von den zeitlichen Änderungsraten des Kühlmittelstroms und des Luftstroms am Kühler vorausgesetzt, und anhand der zugehörigen, vorgegebenen Gleichung werden die partiellen Ableitungen nach der zeitlichen Änderungsrate des Luftstroms einerseits und des Kühlmittelstroms andererseits gebildet und zum jeweils für die Bereitstellung des Luftstroms bzw. des Kühlmittelstroms erforderliche Energieeinsatz in Bezug gesetzt. Durch Quotientenbildung der beiden so erhaltenen Bezugswerte wird ein Vergleichswert gebildet. Wenn dieser Vergleichswert größer als eins ist, wird eine Steigerung des Luftstroms als wirkungsgünstiger angesehen, während dann, wenn dieser Vergleichswert kleiner als eins ist, einer Erhöhung des Kühlmittelstroms der Vorzug gegeben wird.

Zur Ermittlung des Energieeinsatzes für die Bereitstellung des Kühlmittelstroms und des Luftstroms können in einem zugehörigen Steuergerät Kennlinien der für die Kühlmittelpumpe aufzubringenden Energie in Abhängigkeit des zu erzeugenden Kühlmittelstroms bzw. der für das Luftgebläse aufzubringenden Energie in Abhängigkeit des zu er-

zeugenden Luftstroms und der Fahrzeuggeschwindigkeit abgelegt sein.

Der Erfindung liegt als technisches Problem die Bereitstellung eines Verfahrens der eingangs genannten Art zugrunde, das mit relativ einfachen Mitteln den Betrieb einer Klimaanlage mit vergleichsweise geringem Primärenergieaufwand ermöglicht.

Die Erfindung löst dieses Problem durch die Bereitstellung eines Verfahrens mit den Merkmalen des Anspruchs 1. Bei diesem Verfahren wird wenigstens in einer bestimmten Betriebsart, nachfolgend Gebläseregelungs-Betriebsart bezeichnet, für die jeweils momentane Betriebssituation die Summe der differentiellen Änderungen der Kompressorantriebsleistungsgröße und der Luftgebläseleistungsgröße in Abhängigkeit vom Luftmassenstrom am Kondensator bei gegebener Kühlleistung ermittelt. Wenn die ermittelte Summe kleiner als ein vorgegebener erster Schwellwert ist, der kleiner oder gleich null gewählt ist, wird in dieser Betriebsart die Luftgebläseleistung erhöht. Wenn hingegen die ermittelte Summe größer als ein vorgegebener zweiter Schwellwert ist, der größer oder gleich null ist, wird in dieser Betriebsart die Luftgebläseleistung verringert. Als Kompressorantriebsleistungsgröße kann insbesondere die Kompressorantriebsleistung selbst oder eine mit dieser in eindeutigen funktionalem Zusammenhang stehende Größe verwendet werden, wie z. B. der hochdruckseitige Druck des vom Kompressor geförderten Kältemittels. Entsprechend kann als Luftgebläseleistungsgröße insbesondere die Luftgebläseleistung selbst oder aber eine mit der Luftgebläseleistung in eindeutigen funktionalem Zusammenhang stehende Größe, wie z. B. die Gebläsedrehzahl oder die Gebläseansteuerspannung, verwendet werden.

Mit dieser Vorgehensweise wird folglich ein Betriebspunkt angestrebt, in welchem die Summe des Primärenergiebedarfs für den Kompressor einerseits und das Luftgebläse des Kondensators andererseits minimal ist, was angesichts der Tatsache, daß diese beiden Komponenten die größten Primärenergieverbraucher der Klimaanlage sind, insgesamt den Primärenergiebedarf der Anlage bei gegebenem Kühlleistungsbedarf minimiert. Ein solcher Betriebspunkt existiert deshalb, weil bei sehr klein werdendem Luftmassenstrom die zur Erzielung einer geforderten Kühlleistung erforderliche Kompressorleistung stärker ansteigt als sich die Luftgebläseleistung verringert, während andererseits bei sehr groß werdendem Luftmassenstrom zur Erzielung der geforderten Kühlleistung die Lüfterleistung stärker ansteigt als sich die Kompressorleistung verringert. Das Verfahren ist zum Betrieb von Klimaanlagen mit jedwedem Kompressortyp geeignet, der eine Leistungsvariation des Kompressors zuläßt, insbesondere sind Kompressoren sowohl vom unregelmäßigen als auch vom intern geregelten und vom extern geregelten Typ einsetzbar.

Bei einem nach Anspruch 2 weitergebildeten Verfahren wird die Gebläseregelungs-Betriebsart mit der energieverbrauchsminimierenden Einstellung der Luftgebläseleistung deaktiviert, wenn der Istwert der Fahrzeuginnenraumtemperatur oder des Kältemittelhochdrucks um mehr als einen jeweils vorgebbaren Toleranzwert den zugehörigen Sollwert übersteigt. In diesem Fall wird die Gebläseleistung so lange erhöht, bis die Abweichung wieder unter den Toleranzwert gefallen ist. Ein Betriebsfall mit gegenüber dem Sollwert überhöhtem Temperatur-Istwert kann insbesondere in einem Kraftfahrzeug bei Fahrtantritt auftreten.

Ein vorteilhaftes Ausführungsbeispiel der Erfindung ist in den Zeichnungen dargestellt und wird nachfolgend beschrieben. Hierbei zeigen:

Fig. 1 ein schematisches Blockdiagramm einer Klimaanlage mit Kompressor und Kondensatorgebläse,

Fig. 2 ein Diagramm mit Kennlinien der Kompressorantriebsleistung in Abhängigkeit vom Luftmassenstrom bei gegebener Klimaanlage-Kühlleistung und verschiedenen Umgebungstemperaturen,

Fig. 3 ein Diagramm mit Kennlinien des Betrags der ersten Ableitungen der Kennlinien von Fig. 2 sowie der ersten Ableitung der Kennlinie der Kondensatorgebläseleistung in Abhängigkeit vom Luftmassenstrom und

Fig. 4 ein Flußdiagramm des erfindungswesentlichen Teiles eines Verfahrens zum Betrieb der Klimaanlage von Fig. 1.

Die in Fig. 1 dargestellte Klimaanlage ist beispielsweise in einem Kraftfahrzeug verwendbar und besitzt einen herkömmlichen Aufbau mit einem Kältemittelkreis, der einen Kompressor 1, einen Expansionsventil 3 und einen Verdampfer 4 beinhaltet. Das im Kältemittelkreislauf umlaufende Kältemittel wird im Kondensator 2 von einem über den Kondensator 2 hinweggeführten Luftstrom 5 gekühlt, der von einem dem Kondensator 2 zugeordneten Luftgebläse 6 erzeugt wird, wobei dieses Kondensatorgebläse 6 die Luft einer Außenumgebung entnimmt, z. B. der Fahrzeugaußenumgebung bei Verwendung in einem Kraftfahrzeug. In gleichfalls üblicher Weise wird mittels eines nicht gezeigten Lüfters über den Verdampfer 4 ein Kühlluftstrom 7 hinweggeführt, der sich am Verdampfer 4 abkühlt und als entsprechend kalter Luftstrom dem zu kühlenden Raum, z. B. einem Fahrzeuginnenraum, zugeführt wird. Dabei kann sich der Verdampfer 4 gegebenenfalls im abzukühlenden Raum befinden.

Die Kühlleistung der Klimaanlage ist im wesentlichen durch den Kältemittelmassenstrom und damit durch die Antriebsleistung des Kompressors 1 sowie durch den Luftmassenstrom des den Kondensator 2 kühlenden Luftstroms 5 und damit durch die Leistung des Kondensatorgebläses 6 bestimmt. Für den Kompressor 1 und den Kondensator 6 sind jeweils herkömmliche Typen mit variabler Leistung gewählt, für den Kompressor 1 insbesondere ein solcher vom sogenannten intern geregelten, extern geregelten oder unregelmäßig gebauten Typ. Die Kühlleistung der Klimaanlage kann somit durch Steuerung der Kompressorantriebsleistung und der Kondensatorgebläseleistung reguliert werden, wobei der Begriff Steuerung vorliegend auch Regelungen umfaßt. Verfahrensgemäß wird nun im Zusammenspiel mit dieser Kompressorleistungsregelung die Leistung des Kondensatorgebläses 6 so eingeregelt, daß sich bei gegebener Kühlleistung der Anlage ein möglichst niedriger Gesamtleistungsbedarf für diese beiden Anlagenkomponenten 1, 6 ergibt. Da der Kompressor 1 und das Kondensatorgebläse 6 die beiden wesentlichen Energieverbraucher der Klimaanlage darstellen, wird dadurch gleichzeitig der Primärenergieverbrauch für die Klimaanlage minimiert.

Diesem Betriebsverfahren liegt die Tatsache zugrunde, daß bei gegebener Kühlleistung der Anlage mit steigendem Luftmassenstrom MS am Kondensator 2, d. h. des über den Kondensator 2 hinweggeführten Luftstroms 5, zum einen die Leistung L_G des Kondensatorgebläses 6 ansteigt und zum anderen die Kompressorleistung L_K abfällt. Letzteres ist darin begründet, daß zur Erzielung einer gegebenen Kühlleistung mit größer werdendem Luftmassenstrom MS am Kondensator 2 weniger bzw. nicht so heißes Kältemittel durch den Kondensator 2 hindurchgeführt und dort kondensiert werden muß, um die gleiche Kühlleistung bereitzustellen. Dabei steigt im Bereich hoher Luftmassenströme die Gebläseleistung L_G stärker an als die Kompressorleistung L_K abfällt, während im Bereich kleiner Luftmassenströme mit sinkendem Luftmassenstrom MS die Kompressorleistung L_K stärker ansteigt als sich die Gebläseleistung L_G verringert. Dieser Sachverhalt ist beispielhaft in den Fig. 2

und 3 illustriert.

Fig. 2 zeigt diagrammatisch die Abhängigkeit der Leistung L_K eines herkömmlichen Typs des Kompressors 1 von der Leistung in Abhängigkeit vom Luftmassenstrom MS am Kondensator 2 bei einer gegebenen Anlagenkühlleistung für verschiedene Umgebungstemperaturen, d. h. Temperaturen des vom Kondensatorgebläse 6 angesaugten Luftstroms 5 vor Erreichen des Kondensators 2. Eine erste Kennlinie L_{K1} zeigt den vom Luftmassenstrom abhängigen Verlauf der Kompressorantriebsleistung L_K bei einer Umgebungstemperatur von 25°C, eine zweite Kennlinie L_{K2} den Verlauf bei einer Umgebungstemperatur von 35°C und eine dritte Kennlinie L_{K3} den Verlauf bei einer Umgebungstemperatur von 45°C.

In Fig. 3 sind zum einen drei Kennlinien $|\delta L_{K1}|$, $|\delta L_{K2}|$, $|\delta L_{K3}|$ dargestellt, die den Betrag der ersten Ableitung $\delta L_{K1} = dL_{K1}/d(MS)$, $\delta L_{K2} = dL_{K2}/d(MS)$, $\delta L_{K3} = dL_{K3}/d(MS)$ der drei Kennlinien L_{K1} , L_{K2} , L_{K3} der Kompressorantriebsleistung L_K von Fig. 2 wiedergeben. Es ist wegen des streng monoton fallenden Verlaufs der Kennlinien L_{K1} , L_{K2} , L_{K3} von Fig. 2 klar, daß diese ersten Ableitungen δL_{K1} , δL_{K2} , δL_{K3} , sämtlich negativ sind und in ihrem Verlauf in Abhängigkeit vom Luftmassenstrom MS am Kondensator 2 folglich den an der horizontalen Achse des Diagramms von Fig. 3 gespiegelten Betragskennlinien $|\delta L_{K1}|$, $|\delta L_{K2}|$, $|\delta L_{K3}|$ entsprechen. Zum anderen ist in Fig. 3 die erste Ableitung $\delta L_G = dL_G/d(MS)$ der Kondensatorgebläseleistung L_G nach dem Luftmassenstrom MS wiedergegeben, wie sie anhand eines herkömmlichen Typs für das Kondensatorgebläse 6 ermittelt wurde.

Aus Fig. 3 ist ersichtlich, daß sich in einer jeweiligen Betriebssituation ein Schnittpunkt S der Gradientenkennlinie δL_G bezüglich der Kondensatorgebläseleistung L_G mit der jeweiligen Gradientenbetragskennlinie $|\delta L_{K1}|$, $|\delta L_{K2}|$, $|\delta L_{K3}|$ ergibt, dessen Lage sich im Diagramm von Fig. 3 abhängig von der Umgebungstemperatur ändert. In diesem Schnittpunkt S entspricht der Betrag des Gradienten $\delta L_K = dL_K/d(MS)$ der Kompressorantriebsleistung L_K dem Gradienten $\delta L_G = dL_G/d(MS)$ der Kondensatorgebläseleistung L_G . Zusammen mit der Tatsache, daß ausgehend vom Schnittpunkt S für steigenden Luftmassenstrom MS die Kondensatorgebläseleistung L_G stärker ansteigt als sich die Kompressorantriebsleistung L_K verringert und für fallenden Luftmassenstrom MS die Kompressorantriebsleistung L_K stärker ansteigt als die Kondensatorgebläseleistung L_G abfällt, bedeutet dies, daß der Schnittpunkt S in der jeweils momentanen Betriebssituation bei gegebenem Kühlleistungsbedarf einem Minimum der Summe aus Kompressorantriebsleistung L_K und Kondensatorgebläseleistung L_G entspricht.

Das erfindungsgemäße Betriebsverfahren nutzt dies dazu aus, die Kondensatorgebläseleistung L_G jedenfalls während Betriebsphasen, für die eine entsprechende Gebläseregelungs-Betriebsart aktiviert ist, so einzuregeln, daß der Betriebspunkt der Anlage möglichst diesem Minimum des Gesamtleistungsbedarfs von Kompressor 1 und Kondensatorgebläse 6 entspricht. Die hierfür wesentlichen Verfahrensschritte werden nachfolgend unter Bezugnahme auf das zugehörige Flußdiagramm von Fig. 4 erläutert, in welchem ein Verfahrenszyklus dargestellt ist, der während des aktiven Klimaanlagebetriebes zyklisch wiederholt durchlaufen wird.

Nach einem jeweiligen Zyklusstart 10 erfolgt zunächst eine Abfrage 11, in der festgestellt wird, ob der Istwert TI_{ist} der Temperatur des zu temperierenden Raums, beispielsweise des Fahrzeuginnenraums, größer als die Summe $TI_{soll} + T_T$ des zugehörigen Sollwertes TI_{soll} und eines Toleranzwertes T_T ist, der auf einen beliebigen Wert größer null festgesetzt werden kann. Ist dies der Fall, wird rekursiv wieder-

holt die Kondensatorgebläseleistung L_G schrittweise bis zum Erreichen der maximal möglichen Gebläseleistung L_{GM} erhöht (Schritt 12). Diese Situation liegt z. B. im Fall eines Kraftfahrzeugs bei Fahrtantritt vor, wenn sich der Fahrzeuginnenraum bei stehendem Fahrzeug und deaktivierter Klimaanlage stark aufgeheizt hat. Durch diese Maßnahme wird eine möglichst rasche Raumabkühlung bis in den Bereich des Sollwertes T_{Soll} sichergestellt. Eine analoge Sonderbetriebsart kann für den Fall vorgesehen sein, daß der Kältemittelhochdruck, d. h. der hochdruckseitige Kältemittelhochdruck, um mehr als einen zugehörigen Toleranzwert über einem zugehörigen Sollwert oder zulässigen Maximalwert liegt. Auch in diesem Fall bleibt zunächst die Gebläseregelungs-Betriebsart deaktiviert und es wird schnellstmöglich dafür gesorgt, daß der Kältemittelhochdruck auf einen normalen Betriebsbereich absinkt. Sobald der Istwert T_{Ist} der Raumtemperatur bzw. des Kältemittelhochdrucks unterhalb der Summe von Sollwert T_{Soll} und Toleranzwert T_T liegt, wird die Gebläseregelungs-Betriebsart aktiviert, in welcher anschließend die Kondensatorgebläseleistung L_G hinsichtlich minimalem Primärenergieaufwand eingeregelt wird.

Dazu werden in einem anschließenden Schritt 13 zunächst die Gradienten δL_K , δL_G der für den Kompressorantrieb aufzuwendenden Leistung L_K bzw. der für den Kondensatorgebläseantrieb erforderlichen Leistung L_G bezüglich des Luftmassenstroms MS am Kondensator 2 beim gegebenen, geforderten Kühlleistungsbedarf der Anlage berechnet, d. h. die differentielle Änderung der Kompressorantriebsleistung L_K bzw. der Kondensatorgebläseleistung L_G pro differentieller Änderung des Luftmassenstroms MS am Kondensator 2. Die beiden Leistungsgradienten δL_K , δL_G werden dabei jeweils als Funktion derjenigen betriebssituationsspezifischen Parameter ermittelt, die Einfluß auf die Kompressorantriebsleistung L_K bzw. die Kondensatorgebläseleistung L_G haben. Speziell wird der Leistungsgradient δL_K bezüglich der Kompressorleistung L_K abhängig vom Kältemittelhochdruck p_K , der Kältemitteltemperatur T_K , der Drehzahl n des den Kompressor 1 antreibenden Motors, z. B. eines Fahrzeugantriebsmotors, der Umgebungstemperatur T_A , der Fahrzeuggeschwindigkeit v bei mobilem Einsatz der Klimaanlage und der Drehzahl m des Lüfters, der zur Erzeugung des über den Verdampfer 4 geleiteten Luftstroms 7 dient, berechnet. Die Ermittlung des Leistungsgradienten δL_G bezüglich der Kondensatorgebläseleistung L_G erfolgt abhängig von der Fahrzeuggeschwindigkeit v , der Lüfterdrehzahl m und der Umgebungstemperatur T_A .

Daraufhin wird abgefragt (Schritt 14), ob die Summe $\delta L_K + \delta L_G$ der beiden für die momentane Betriebssituation ermittelten Leistungsgradienten δL_K , δL_G kleiner als ein erster Schwellwert S_1 ist, für den ein Wert kleiner oder gleich null vorgegeben wird. Wenn dies der Fall ist, wird in einem anschließenden Schritt 15 die Kondensatorgebläseleistung L_G um ein vorgegebenes Inkrement erhöht, um dann den laufenden Verfahrenszyklus durch Übergang zum Stoppschritt 16 zu beenden und einen neuen Zyklus zu beginnen.

Wird hingegen in diesem Abfrageschritt 14 festgestellt, daß die Summe $\delta L_K + \delta L_G$ nicht unterhalb des ersten Schwellwertes S_1 liegt, wird zu einem weiteren Abfrageschritt 17 übergegangen, in welchem festgestellt wird, ob die Summe $\delta L_K + \delta L_G$ der beiden Leistungsgradienten δL_K , δL_G größer als ein zweiter Schwellwert S_2 ist, der auf einen Wert größer oder gleich null festgesetzt ist. Wenn dies der Fall ist, wird in einem anschließenden Schritt 18 die Kondensatorgebläseleistung L_G um ein vorgegebenes Dekrement erniedrigt und dann zum Stoppschritt 16 übergegangen. Fällt die Abfrage hingegen verneinend aus, bedeutet dies, daß die Summe $\delta L_K + \delta L_G$ im Intervall zwischen den

beiden Schwellwerten S_1 , S_2 liegt. In diesem Fall wird der Verfahrenszyklus ohne Änderung der Kondensatorgebläseleistung L_G durch Übergang zum Stoppschritt 16 beendet.

Das durch die beiden Schwellwerte S_1 , S_2 definierte Intervall $[S_1, S_2]$ bildet folglich einen Toleranzbereich, innerhalb dem die Kondensatorgebläseleistung L_G konstant gelassen wird. Im Extremfall kann dieses Intervall allein aus dem Nullpunkt bestehen, zur Vermeidung unnötig häufiger, die Kondensatorgebläseleistung L_G ändernder Regelungseingriffe wird jedoch vorzugsweise wenigstens einer der beiden Schwellwerte S_1 , S_2 mit einem gewissen Abstand zum Wert null vorgegeben.

Die anhand von Fig. 4 beschriebene Vorgehensweise bewirkt, daß die Kondensatorgebläseleistung L_G stets im Bereich des der Lage des Schnittpunkts S von Fig. 3 entsprechenden Minimums der Summe aus Kompressorantriebsleistung L_K und Kondensatorgebläseleistung L_G gehalten wird. Der dadurch eingestellte Luftmassenstrom MS entspricht einem unter den gegebenen Bedingungen minimalen Primärenergieverbrauch von Kompressor 1 und Kondensatorgebläse 6 und damit der Klimaanlage insgesamt. Sobald der tatsächliche Luftmassenstrom MS von diesem energieverbrauchsoptimalen Punkt entsprechend der Lage des Schnittpunktes S von Fig. 3 in Richtung geringerem Luftmassenstrom abweicht, unterschreitet die Gradientensumme $\delta L_K + \delta L_G$ wegen des stark negativ werdenden Kompressorleistungsgradienten δL_K den ersten Schwellwert S_1 , wodurch der Luftmassenstrom MS durch Steigerung der Kondensatorgebläseleistung L_G wieder angehoben wird. Weicht andererseits der Luftmassenstrom MS vom energieverbrauchsoptimalen Betriebspunkt in Richtung größerem Luftmassenstrom ab, überschreitet die Gradientensumme $\delta L_K + \delta L_G$ den zweiten Schwellwert S_2 aufgrund des dominierenden Anstiegs des Kondensatorgebläseleistungsgradienten δL_G , woraufhin diesem Anstieg des Luftmassenstroms MS durch Reduzierung der Kondensatorgebläseleistung L_G entgegengewirkt wird. Es versteht sich, daß das geschilderte Verfahren dahingehend modifiziert sein kann, daß statt der Kompressorantriebsleistung und/oder der Luftgebläseleistung selbst jeweils eine davon verschiedene, jedoch in eindeutigen funktionellem Zusammenhang stehende, d. h. für die Kompressorantriebsleistung bzw. die Luftgebläseleistung repräsentative Größe verwendet werden kann, deren differenzielle Veränderung ermittelt wird. Als Kompressorantriebsleistungsgröße eignet sich beispielsweise auch der Kältemittelhochdruck, während als Luftgebläseleistungsgröße auch die Gebläsedrehzahl oder die Gebläseansteuerspannung in Betracht kommt.

Die obige Beschreibung eines vorteilhaften Beispiels verdeutlicht, daß sich mit dem erfindungsgemäßen Verfahren eine Klimaanlage energieverbrauchsoptimal betreiben läßt, indem die zum Betrieb des dem Kondensator zugeordneten Luftgebläses erforderliche Leistung bei gegebener Kühlleistung der Klimaanlage so eingeregelt wird, daß der Gesamtenergieverbrauch für den Kompressor und das Kondensatorgebläse bei gegebener, geforderter Kühlleistung der Anlage möglichst gering ist.

Patentansprüche

1. Verfahren zum Betrieb einer Klimaanlage, insbesondere für ein Kraftfahrzeug, die einen Kompressor (1), einen Kondensator (2) und ein dem Kondensator zugeordnetes Luftgebläse (6) variabler Leistung beinhaltet, **dadurch gekennzeichnet**, daß
 - in einer Gebläseregelungs-Betriebsart für die jeweils momentane Betriebssituation die Summe ($\delta L_K + \delta L_G$) der differentiellen Änderungen (δL_K ,

δL_G) einer für die Kompressorantriebsleistung repräsentativen Größe (L_K) und einer für die Luftgebläseleistung repräsentativen Größe (L_G) in Abhängigkeit vom Luftmassenstrom (MS) am Kondensator (2) bei gegebener Kühlleistung ermittelt wird und

– die Luftgebläseleistung (L_G) erhöht wird, wenn die ermittelte Summe ($\delta L_K + \delta L_G$) kleiner als ein erster, kleiner oder gleich null vorgegebener Schwellwert (S_1) ist, und die Luftgebläseleistung (L_G) verringert wird, wenn die ermittelte Summe ($\delta L_K + \delta L_G$) größer als ein zweiter, größer oder gleich null vorgegebener Schwellwert (S_2) ist.

2. Verfahren nach Anspruch 1, weiter dadurch gekennzeichnet, daß die Gebläseregelungs-Betriebsart deaktiviert wird, wenn der Istwert (TI_{ist}) der Temperatur des von der Klimaanlage zu temperierenden Raums oder der Istwert des hochdruckseitigen Drucks des vom Kompressor (1) geförderten Kältemittels um mehr als einen vorgebbaren Toleranzwert (T_T) den zugehörigen Sollwert (TI_{soll}) übersteigt, und die Luftgebläseleistung (L_G) bis zum Maximalwert (L_{GM}) erhöht wird, solange der Istwert (TI_{ist}) über der Summe ($TI_{soll} + T_T$) aus Sollwert (TI_{soll}) und Toleranzwert (T_T) liegt.

Hierzu 2 Seite(n) Zeichnungen

25

30

35

40

45

50

55

60

65

- Leerseite -

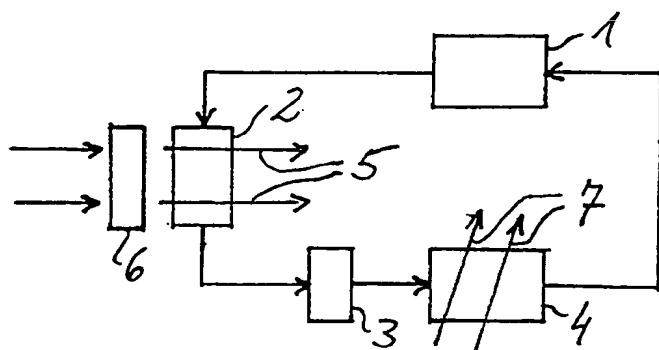


Fig. 1

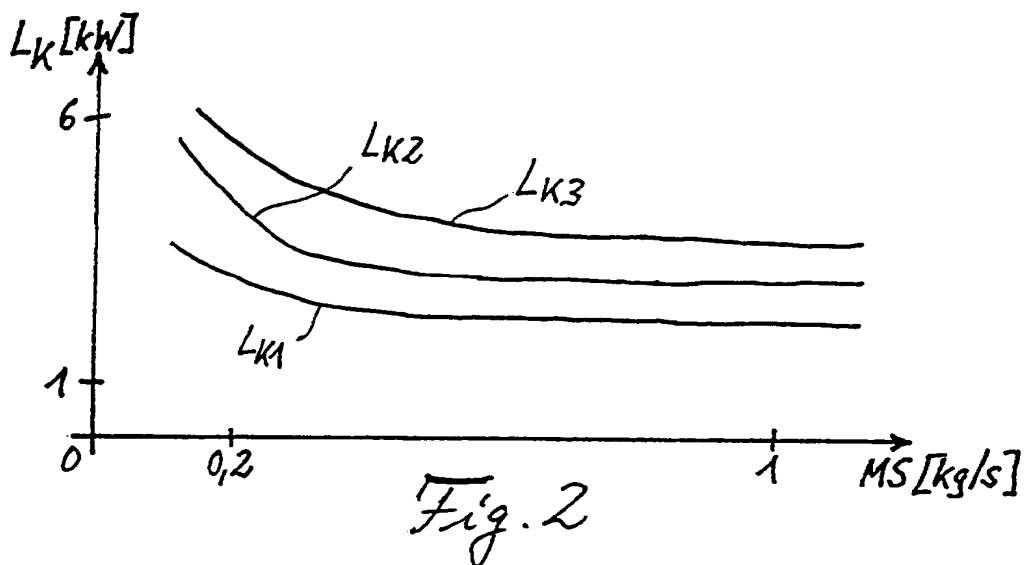


Fig. 2

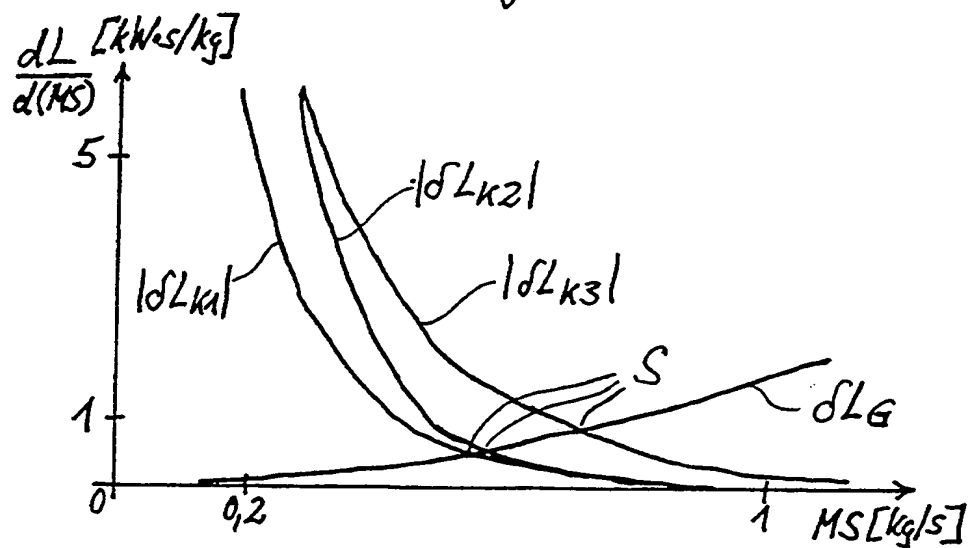


Fig. 3

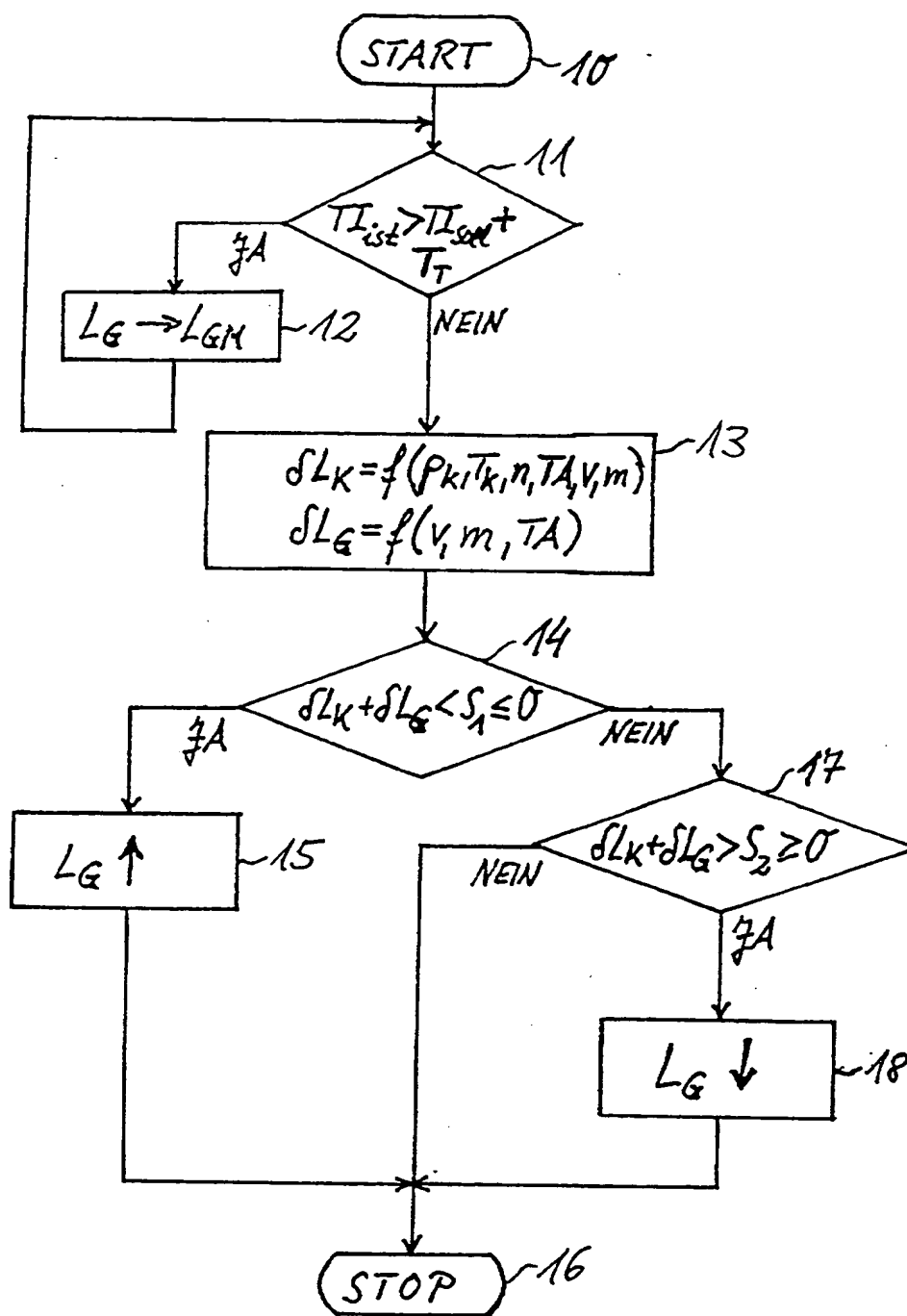


Fig. 4